

(19) 日本国特許庁 (J P)

(12) 公開特許公報 (A)

(11) 特許出願公開番号

特開2003-130762

(P2003-130762A)

(43) 公開日 平成15年5月8日(2003.5.8)

(51) Int.Cl.<sup>7</sup>

識別記号

F I

テ-マ-コ-ト (参考)

G 0 1 M 13/04

G 0 1 M 13/04

2 F 0 5 1

G 0 1 L 5/00

G 0 1 L 5/00

K 2 G 0 2 4

審査請求 未請求 請求項の数 2 O L (全 9 頁)

(21) 出願番号 特願2001-326386(P2001-326386)

(22) 出願日 平成13年10月24日(2001.10.24)

(71) 出願人 000004204

日本精工株式会社

東京都品川区大崎1丁目6番3号

(72) 発明者 田所 久和

神奈川県藤沢市鵠沼神明一丁目5番50号

日本精工株式会社内

(74) 代理人 100107272

弁理士 田村 敬二郎 (外1名)

Fターム(参考) 2F051 AA00 AB04 AC00 BA07

2G024 AC02 BA11 BA15 CA13 DA12

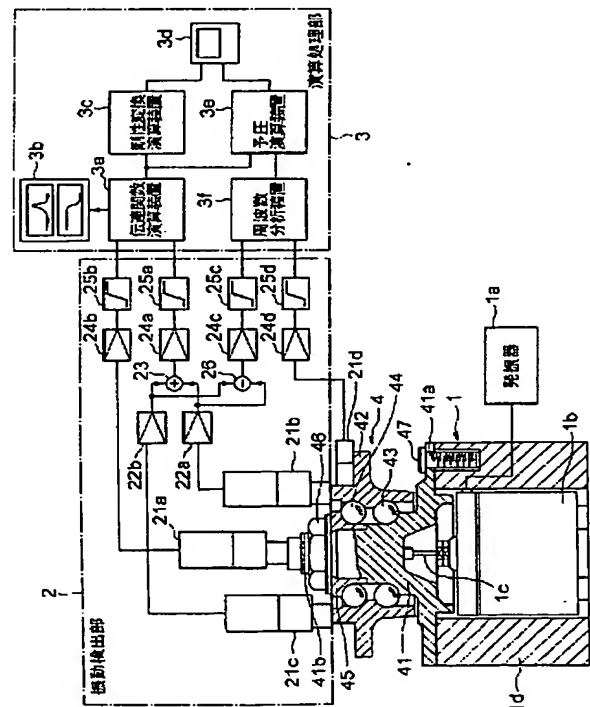
FA04

(54) 【発明の名称】 転がり軸受の評価方法及び転がり軸受の評価装置

(57) 【要約】

【課題】 予圧が付与された転がり軸受において、接触角を精度よく求めることができる転がり軸受の評価方法及び評価装置を提供する。

【解決手段】 転がり軸受の軸方向における固有振動数を計測することに加えて、角度方向の固有振動数、半径方向の固有振動数、またこの二つが連成した固有振動数の内の少なくとも一つを計測し、計測した前記固有振動数の周波数比を求め、予め求めた周波数比と接触角の関係より、接触角を求めるとともに、前記軸方向の固有振動数より求めた軸方向剛性から軸受の予圧を求めることで、軸受の予圧を精度よく求めることができる。



BEST AVAILABLE COPY

## 【特許請求の範囲】

【請求項１】 転がり軸受の評価方法において、  
 転がり軸受の軸方向における固有振動数を計測することに加えて、角度方向の固有振動数、半径方向の固有振動数、またこの二つが連成した固有振動数の内の少なくとも一つを計測するステップと、  
 計測した前記固有振動数の周波数比を求めるステップと、  
 予め求めた周波数比と接触角の関係より、接触角を求めるとともに、前記軸方向の固有振動数より求めた軸方向剛性とから軸受の予圧を求めるステップとからなることを特徴とする転がり軸受の評価方法。

【請求項２】 転がり軸受の評価装置において、  
 転がり軸受の軸方向における固有振動数を計測することに加えて、角度方向の固有振動数、半径方向の固有振動数、またこの二つが連成した固有振動数の内の少なくとも一つを計測する計測手段と、  
 計測した前記固有振動数の周波数比を求める手段と、  
 予め求めた周波数比と接触角の関係より、接触角を求めるとともに、前記軸方向の固有振動数より求めた軸方向剛性とから軸受の予圧を求める手段とからなることを特徴とする転がり軸受の評価装置。

## 【発明の詳細な説明】

## 【０００１】

【発明の属する技術分野】本発明は、予圧が付与された複列軸受、組合せ軸受などの転がり軸受に関して評価を行える転がり軸受の評価方法及び評価装置に関する。

## 【０００２】

【従来の技術】一般的には、予圧が加えられた複列軸受または組合せ軸受においては、軸受が組み込まれる機械の性能面から高剛性が要求される。しかし、予圧量を多くして剛性を高くし過ぎると、予圧過大となって軸受性能（摩擦モーメント増大、異常発熱、疲れ寿命など）の低下を招いてしまう。従って、軸受の剛性値を予圧量と関連付けながら一定の範囲内で制御する必要がある。

【０００３】軸受の剛性値を測定するための技術としては、以下のものが知られている。特開平５－１０８３５号公報には、回転する軸受から発生する振動信号の周波数分析を行うことにより転動体の接触角と軸受の共振周波数 $f_a$ とを求め、接触角および共振周波数から軸受剛性 $K_a$ および予圧量を求める方法が記載されている。また、特開２０００－７４７８８号公報には、複数の共振周波数から軸受の軸方向剛性を求めるために最適な軸方向における共振周波数を抽出する方法が開示されている。

## 【０００４】

【発明が解決しようとする課題】かかる特開２０００－７４７８８号公報および特開平５－１０８３５号公報に開示されて技術によれば、転がり軸受の軸方向の剛性を求めることができ、転がり軸受の接触角が一定であるな

らば、求められた軸方向の剛性を用いて軸受予圧を正確に評価することができる。しかしながら、軸受の寸法誤差に起因して接触角にバラツキがある場合、軸受の軸方向の剛性を求めるだけでは、軸受予圧を正確に評価することはできない。

【０００５】本発明は、かかる従来技術の問題点に鑑みてなされたものであり、予圧が付与された転がり軸受において、接触角を精度よく求めることができる転がり軸受の評価方法及び評価装置を提供することを目的とする。

## 【０００６】

【課題を解決するための手段】本発明の転がり軸受の評価方法において、転がり軸受の軸方向における固有振動数を計測することに加えて、角度方向の固有振動数、半径方向の固有振動数、またこの二つが連成した固有振動数の内の少なくとも一つを計測するステップと、計測した前記固有振動数の周波数比を求めるステップと、予め求めた周波数比と接触角の関係より、接触角を求めるとともに、前記軸方向の固有振動数より求めた軸方向剛性とから軸受の予圧を求めるステップとからなることを特徴とする。

【０００７】本発明の転がり軸受の評価装置において、転がり軸受の軸方向における固有振動数を計測することに加えて、角度方向の固有振動数、半径方向の固有振動数、またこの二つが連成した固有振動数の内の少なくとも一つを計測する計測手段と、計測した前記固有振動数の周波数比を求める手段と、予め求めた周波数比と接触角の関係より、接触角を求めるとともに、前記軸方向の固有振動数より求めた軸方向剛性とから軸受の予圧を求める手段とからなることを特徴とする。

## 【０００８】

【作用】本発明の転がり軸受の評価方法において、転がり軸受の軸方向における固有振動数を計測することに加えて、角度方向の固有振動数、半径方向の固有振動数、またこの二つが連成した固有振動数の内の少なくとも一つを計測するステップと、計測した前記固有振動数の周波数比を求めるステップと、予め求めた周波数比と接触角の関係より、接触角を求めるとともに、前記軸方向の固有振動数より求めた軸方向剛性とから軸受の予圧を求めるステップとからなるので、軸受の予圧を精度よく求めることができる。

【０００９】本発明の転がり軸受の評価装置において、転がり軸受の軸方向における固有振動数を計測することに加えて、角度方向の固有振動数、半径方向の固有振動数、またこの二つが連成した固有振動数の内の少なくとも一つを計測する計測手段と、計測した前記固有振動数の周波数比を求める手段と、予め求めた周波数比と接触角の関係より、接触角を求めるとともに、前記軸方向の固有振動数より求めた軸方向剛性とから軸受の予圧を求める手段とからなる、軸受の予圧を精度よく求めること

ができる。

【0010】以下、本発明を具体例を挙げて説明する。まず、図1のような一般的な組合せ軸受について考察する。図1において、回転軸101がハウジング102に対して、アンギュラコンタクト玉軸受103、104により回転自在に支持されている。ここで軸受の接触角は $\alpha$ として、左右の軸受103、104で同じとする。更に、かかる系の振動モデルを図2に示す。この場合に重

$$K_r = \sum (K_o(j)) + K_i(j) \cos(\alpha) = A \cos(\alpha) \quad (1)$$

$$K_a = \sum (K_o(j)) + K_i(j) \sin(\alpha) = B \sin(\alpha) \quad (2)$$

【0012】次に、x、y方向および重心回りの振動体mの運動は、式(3)～(6)で表せる。

$$m\ddot{x} + 2k_x x = 0 \quad (3)$$

$$m\ddot{y} + 2k_y y = 0 \quad (4)$$

$$I\ddot{\theta} + 2k_a a^2 \theta = 0 \quad (5)$$

$$\begin{bmatrix} m & 0 & 0 \\ 0 & m & 0 \\ 0 & 0 & I \end{bmatrix} \begin{Bmatrix} \ddot{x} \\ \ddot{y} \\ \ddot{\theta} \end{Bmatrix} + \begin{bmatrix} 2k_x & 0 & 0 \\ 0 & 2k_y & 0 \\ 0 & 0 & 2k_a a^2 \end{bmatrix} \begin{Bmatrix} x \\ y \\ \theta \end{Bmatrix} = 0 \quad (6)$$

【0013】式(6)は、連成項を含まないために次のような三つの固有値解をもつ。ここで、軸方向の固有振動数を $\Omega_a$ 、半径方向の固有振動数を $\Omega_r$ 、重心回りの

$$\Omega_a = \sqrt{\frac{2k_a}{m}} \quad (7)$$

$$\Omega_r = \sqrt{\frac{2k_r}{m}} \quad (8)$$

$$\Omega_\theta = \sqrt{\frac{2k_a a^2}{I}} \quad (9)$$

【0014】ここで、式(10)のように $\Omega_r$ と $\Omega_a$ の比をとると、接触角 $\alpha$ のみの関数をえる。

$$\frac{\Omega_r}{\Omega_a} = \sqrt{\frac{k_r}{k_a}} = \sqrt{\frac{A \cos(\alpha)}{B \sin(\alpha)}} = C \sqrt{\tan(\alpha)} \quad (10)$$

$$\alpha = \tan^{-1} \left( \frac{1}{C^2} \frac{\Omega_r^2}{\Omega_a^2} \right) \quad (11)$$

【0015】これより、接触角 $\alpha$ は半径方向の固有振動数( $\Omega_r$ )と軸方向の固有振動数( $\Omega_a$ )により求めることができる。 $1/C^2$ は軸受により決まる定数であり、解析または実験により予め求めることができる。

【0016】次に、振動体の重心位置に対して幾何的に非対称となるより一般的な場合について考える。

心位置Gが、振動体の中央にあるかどうかで振動形態が変わるために、下記で二つのタイプについて考える。

【0011】(a)  $a_1 = a_2 = a$ の場合

まず、振動体の重心位置に対して左右対称な場合である。このとき、図2の振動モデルより半径方向剛性 $K_r$ および軸方向剛性 $K_a$ は、式(1)、(2)で表すことができる。 $j$ は回転体の個数とする。

【数1】

角方向の固有振動数を $\Omega_\theta$ とする。

【数2】

【数3】

(b)  $a_1 \neq a_2$ の場合

(i) 同様にまず運動方程式を式(12)、(13)、(14)、(15)に表す。ここで、軸方向の運動については(a)と同じであるが、半径方向と角方向については互いに連成しあう。

【数4】

$$m\ddot{x} + 2k_a x = 0 \quad (12)$$

$$m\ddot{y} + k_r(y - a_1\theta) + k_r(y + a_2\theta) = 0 \quad (13)$$

$$I\ddot{\theta} - k_r a_1(y - a_1\theta) + k_r a_2(y + a_2\theta) = 0 \quad (14)$$

$$\begin{bmatrix} m & 0 & 0 \\ 0 & m & 0 \\ 0 & 0 & I \end{bmatrix} \begin{bmatrix} \ddot{x} \\ \ddot{y} \\ \ddot{\theta} \end{bmatrix} + \begin{bmatrix} 2k_a & 0 & 0 \\ 0 & 2k_r & k_r(a_2 - a_1) \\ 0 & k_r(a_2 - a_1) & k_r(a_1^2 + a_2^2) \end{bmatrix} \begin{bmatrix} x \\ y \\ \theta \end{bmatrix} = 0 \quad (15)$$

【0017】ここで、式(15)の解は、非連成となる (a)とは異なる。  
軸方向は式(7)と同じになり式(16)となるが、半 【数5】  
径方向と角方向については式(17)をみたとす解となり

$$\Omega_a = \sqrt{\frac{2k_a}{m}} \quad (16)$$

$$\omega^4 - \omega^2 \left\{ \frac{2k_r}{m} + \frac{k_r}{I} (a_1^2 + a_2^2) \right\} + k_r^2 \frac{(a_1 + a_2)^2}{4m} = 0 \quad (17)$$

【0018】又、式(17)に式(8)、(9)を代入 【数6】  
すると以下の式が得られる。

$$\omega^4 - \omega^2 \left\{ \Omega_r^2 + \Omega_\theta^2 - \frac{2k_r a_1 a_2}{I} \right\} + \Omega_a^2 \Omega_\theta^2 = 0 \quad (18)$$

【0019】更に、式(18)を解くと次の解を得る。 【数7】

$$\begin{aligned} \Omega^2 &= \frac{1}{2I} \left\{ \Omega_r^2 I + \Omega_\theta^2 I - 2a_1 a_2 k_r \pm (\Omega_r^2 I^2 - 2I^2 \Omega_\theta^2 - 4\Omega_r^2 I a_1 a_2 k_r + \Omega_\theta^2 I^2 - 4\Omega_\theta^2 I a_1 a_2 k_r + 4a_1^2 a_2^2 k_r^2)^{\frac{1}{2}} \right\} \\ &= \frac{\Omega_r^2 + \Omega_\theta^2}{2} - \frac{a_1 a_2 k_r}{I} \pm \frac{1}{2I} \left\{ I^2 (\Omega_r^2 - \Omega_\theta^2)^2 - 4I a_1 a_2 k_r (\Omega_r^2 + \Omega_\theta^2) + 4a_1^2 a_2^2 k_r^2 \right\}^{\frac{1}{2}} \\ &= \frac{\Omega_r^2 + \Omega_\theta^2}{2} - \frac{a_1 a_2 k_r}{I} \pm \frac{1}{2I} \left\{ I^2 (\Omega_r^2 + \Omega_\theta^2) - 2a_1 a_2 k_r \right\}^{\frac{1}{2}} - 4I^2 \Omega_r^2 \Omega_\theta^2 \right\}^{\frac{1}{2}} \quad (19) \end{aligned}$$

【0020】ここで、(a) 同様非連成成分である  $\Omega_a$  の二乗で式(19)の商をとり、式(10)を用いると次式が得られる。式(20)は重解をもつ二つの解となるが、そのいずれを用いても  $\alpha$  のみの関数が得られる。

具体的には、軸方向固有振動数  $\Omega_a$  のほかに計測される二つの固有振動数  $\Omega_r$ 、 $\Omega_\theta$  のいずれかと  $\Omega_a$  との比によって接触角  $\alpha$  を求めることができる。

【数8】

$$\begin{aligned} \frac{\Omega^2}{\Omega_a^2} &= \frac{1}{2} \frac{\Omega_r^2 + \Omega_\theta^2}{\Omega_a^2} - \frac{I a_1 a_2 k_r}{2} \frac{1}{k_a} \pm \frac{1}{2I} \left\{ I^2 \frac{\Omega_r^2 + \Omega_\theta^2}{\Omega_a^2} - m a_1 a_2 \frac{k_r}{k_a} \right\}^{\frac{1}{2}} - 4I^2 \Omega_r^2 \Omega_\theta^2 \right\}^{\frac{1}{2}} \\ &= \frac{1}{2} \frac{\Omega_r^2 + \Omega_\theta^2}{\Omega_a^2} - \frac{I a_1 a_2 c^2}{2} \tan(\alpha) \pm \frac{1}{2I} \left\{ I^2 \frac{\Omega_r^2 + \Omega_\theta^2}{\Omega_a^2} - m a_1 a_2 c^2 \tan(\alpha) \right\}^{\frac{1}{2}} - 4I^2 \Omega_r^2 \Omega_\theta^2 \right\}^{\frac{1}{2}} \\ &= f(\alpha) \quad (20) \end{aligned}$$

【0021】(a) と同様に、 $\Omega_a$  との比をとることに  
より、接触角  $\alpha$  の関数が得られる。 $\tan(\alpha)$  の係数  
および他項は解析および実験により求めることができる  
ため、 $\Omega_a$  ともう一つの固有振動数  $\Omega$  が求められれば、  
接触角  $\alpha$  を求めることができる。

【0022】また、(a)、(b) のようにして接触角  
が求められれば、 $\Omega_a$  から軸方向剛性  $K_a$  が推定できる  
ため、軸受予圧を求めることもできる。本方法によれ  
ば、軸受の寸法公差により接触角がばらつき、軸受の軸  
方向剛性だけでは予圧を正確に評価することができない  
場合でも、予圧の評価も可能となる。

【0023】

【発明の実施の形態】以下、本発明の実施の形態につい  
て図を参照しながら説明する。図3は、本実施の形態に  
かかる転がり軸受の評価装置の全体構成を示す概略構成  
図である。係る評価装置は、図3に示すように、予圧が  
付与された軸受に所定の周波数の振動を与える加振部1  
と、軸受の内、外輪の振動を検出するための振動検出部  
2と、検出された軸受の内、外輪の振動から軸受4の剛  
性を求めるとともに、その求めた軸受剛性から軸受に付  
与された予圧を算出するための演算処理部3とを備え、  
本装置には、自動車の車輪に取り付けられるハブ111軸  
受からなる複列軸受(以下、単に軸受という)4が被測  
定軸受として取り付けられている。

【0024】この軸受4は、内周に2列の転走面が形成された外輪42と、外輪42の一方の転走面に対向する転走面が外周に形成されたハブシャフト41と、外輪42の他方の転走面に対向する転走面が外周に形成された内輪部材45とを有し、内輪部材45はハブシャフト41に圧入され、内輪部材45とハブシャフト41とは互いに協働して外輪42に対する内輪を構成する。外輪42とハブシャフト41および内輪部材45との間にはボール43、44が挿入されている。ハブシャフト41の一方の端部にはフランジ部41aが一体に形成され、該フランジ部41aには軸受4を取付対象部位に固定するためのボルト47を受け入れるための複数の穴が設けられている。ハブシャフト41の途中部位には肩部が形成されているとともに、他方の端部には、ナット46を螺合するねじ部41bが形成されている。内輪部材45は、その端部がハブシャフト41の前記肩部に押し当てられながらねじ部41bに螺合されているナット46により締め付けられ、この締め付けにより外輪42とハブシャフト41および内輪部材45間のボール43、44に対して予圧が付与されている。また、外輪42とハブシャフト41とが互いに対向する端面間には、負隙間が形成されている。

【0025】加振部1は、測定周波数帯の下限から上限周波数まで高速に正弦波を掃引する電圧波形を発生する発振器1aと、発振器1aから発生された電圧波形に対応する振幅および周波数を有する加振力を発生する動電型加振機1bと、動電型加振機1bで発生された加振力を軸受4のハブシャフト41に伝達するための加振棒1cと、軸受4の第1の内輪41を固定するための防振台1dとを有し、防振台1d上には第1の内輪41のフランジ部41aが載置されている。ここでは、測定周波数帯域として1～10KHzが設定され、振幅が一定である正弦波を掃引して電圧波形を発生することにより、1～10KHzで振幅一定の加振力を発生するように設定されている。よって、上記加振力により軸受4には振動が励起される。この軸受4に励起される振動モードには、加振力の周波数帯域内の軸受ばねに起因するアキシアル剛体モード（軸受4の軸方向の振動モード）と、コニカル剛体モード（外輪42の傾きによる振動）と、ローカルモードであるハブシャフト41のフランジ部41aの弾性曲げモードと、外輪42の弾性曲げモードとが含まれている。

【0026】計測手段である振動検知部2は、ハブシャフト41の中心位置に配置された振動検出センサ21aと、外輪42の軸方向の振動をそれぞれ検出する180度離れて配置された1対の振動検出センサ21b、21cと、外輪42の半径方向の振動を検出する振動検出センサ21dとを含む。各振動検出センサ21a、21b、21c、21dはムービングコイル型センサからなり、該センサは検出した振動波形を電圧信号として出力

する。ここで、各振動検出センサ21a、21b、21c、21dで検出される振動は、軸受4に励起される各振動モードが互いに重ね合わされた振動である。

【0027】外輪42に対する各振動検出センサ21b、21cの出力信号は、対応する加算アンプ22a、22bで増幅された後に加算器23で時系列に加算され、この加算によりコニカル剛体モードの振動成分が消去される。すなわち加算器23から出力される信号は、コニカル剛体モードの振動成分が消去された信号となる。一方、減算器25から出力される信号は、並進剛体モードの振動成分が消去された信号となる。加算器23から出力された信号は、メインアンプ24aで増幅された後にハイパスフィルタ25aに入力される。ここで、メインアンプ24aは、入力された信号が加算された信号であるので、そのレベルを1/2に減じる。これは、演算処理部3で伝達関数演算をおこなうために、センサ21aとの振動レベルを同じにする必要があるためである。減算器26から出力された信号もメインアンプ24c、ハイパスフィルタ25cに入力される。減算器からの信号は、減算することにより、センサ21b、21cで同位相となるハブシャフト41のフランジ部41aのローカルモードは除去されており、演算処理部3で伝達関数演算をする必要がないため、メインアンプ24cは24aのようにレベルを減じる必要はない。

【0028】また、センサ21dの信号は、図8のように半径方向の固有振動数を計測した方が、角度方向の固有振動数を計測する場合よりS/N比が向上する場合があるために、測定対象物によって切り換えて使用するものである。信号の処理はメインアンプ24cおよび25cと同じである。また、21dの信号は測定方向がハブシャフト41のフランジ部41aによるローカルモードの振動と位相が90度ずれており影響を受けないため、直接メインアンプ24dに入力することができる。ハイパスフィルタ25aは、入力された信号から測定周波数帯域以下の周波数成分（500Hz～1kHz）をカットする。すなわち、ハイパスフィルタ25aで、外部ノイズの原因となる500Hz～1kHzの振動成分をカットすることにより、S/N比を向上させることができる。これに対し、振動検出センサ21a、21dの出力信号は、メインアンプ24b、24cで増幅された後にハイパスフィルタ25b、25cに入力され、ハイパスフィルタ25b、25cは、入力された信号から測定周波数帯域以下の周波数成分（500Hz～1kHz）すなわち外部ノイズの原因となる振動成分をカットする。

【0029】周波数比を求める手段及び予圧を求める手段である演算処理部3は、各ハイパスフィルタ25a、25bの出力信号を入力する伝達関数演算装置3aとハイパスフィルタ25c、25dの出力信号を入力する周波数分析装置3fを有し、ともに高速フーリエ変換（FFT: Fast Fourier Transform）

m) を利用する。伝達関数演算装置は、入力した上記各信号に含まれる同位相成分を消去して軸受4の共振周波数(固有振動数)  $f_a$  を算出する。具体的には、FFTにより内、外輪間(ハブシャフト41、外輪42間)の伝達関数Hを算出し、この伝達関数Hから、入力した上記各信号に含まれるローカルモードの振動成分(同位相

$$H(f) = S_y(f) \cdot S_{x^*}(f) / S_x(f) \cdot S_{x^*}(f) \quad (21)$$

ここで、 $S_x(f) \cdot S_{x^*}(f)$  はハイパスフィルタ25bの出力のパワースペクトル、 $S_y(f) \cdot S_{x^*}(f)$  はハイパスフィルタ25aの出力とハイパスフィルタ25bの出力のクロススペクトルである。周波数分析装置では、半径方向、角度方向の二つの共振周波数を求める。このうちS/N比の高い振動成分を予圧を求めるために採用する。

【0030】伝達関数から得られる振動波形は波形表示装置3bに、周波数分析装置から得られる振動波形は3gに表示される。また、上記求められた共振周波数(固有振動数)  $f_a$  は剛性変換演算装置3cに入力される。剛性変換演算装置3cは、FEM解析により予め求めら

$$K_a = f(f_a, \alpha)$$

【0031】また、上記求められる軸受剛性 $K_a$ と軸方向固有振動数 $\Omega_a$ および周波数分析装置によって求められた $\Omega$ ( $\Omega_r$ と $\Omega_\theta$ のいずれか)は予圧演算装置3eに入力される。予圧演算装置3eは、入力された軸受剛性 $K_a$ に基づき軸受4に付与された予圧量 $F_a$ を求める。具体

$$F_a = f(K_a, \alpha)$$

【0031】なお、接触角 $\alpha$ および共振周波数(固有振動数)  $f_a$  より軸受剛性 $K_a$ 、さらに予圧量 $F_a$ を求める方法は、出願人が発行の「NSKレポート」1989年11月号の第59頁～66頁等に記載されており、その詳細な説明は省略する。このようにして演算処理部3で求めた軸受剛性 $K_a$ の値および予圧量 $F_a$ は、表示装置3dに表示される。

【0032】図4は、上述した評価装置により測定される振動モードをFEM解析により求めたものである。振動モード1は、角方向と並進モードが連成した固有振動数( $\Omega$ )で振動するときの振動モードであり、振動モード2は、軸方向固有振動数( $\Omega_a$ )で振動するときの振動モードであり、軸受の軸方向剛性と外輪の質量により振動数が決まる。

【0033】この二つの固有振動数を各々測定することが出来る。

ステップ(1): 測定された $\Omega_a$ により軸方向の軸受剛性が求められる。

ステップ(2): しかし、図5から明らかなように、接触角( $\alpha$ )が変化すると、軸方向剛性だけでは予圧の評価はできなくなることが分かる。ここで、測定された二つの固有振動数 $\Omega_a$ 、 $\Omega$ をもちいて $\Omega/\Omega_a$ を求める。ここで、 $\Omega/\Omega_a$ の代わりに $(\Omega - \Omega_a)/\Omega_a$ (以下、周波数比)を用いてもよい。

成分)が消去されて位相が $\pi/2$ 分異なる関係にあるところに共振周波数(固有振動数)  $f_a$  が現れる振動モードを得る。この振動モードの成分は、伝達関数Hによりアキシャル剛性モードと外輪42の弾性曲げモードとが連成した振動成分として表される。この伝達関数Hは次の(21)式により算出される。

れた軸受剛性 $K_a$ と共振周波数(固有振動数)  $f_a$  との関係が多項式で近似し、該多項式を用いて入力した共振周波数(固有振動数)  $f_a$  に対する軸受剛性 $K_a$ を算出する。具体的には、軸受剛性 $K_a$ と共振周波数(固有振動数)  $f_a$  との関係を示す関数としては、次の(22)式に示す関数が定義されるので、予め接触角 $\alpha$ を与えてFEM解析により離散値を求め、この離散値から上記関数を、共振周波数(固有振動数)  $f_a$  を変数とする多項式で近似し、この多項式を用いて求めた共振周波数(固有振動数)  $f_a$  を軸受剛性 $K_a$ に換算することにより、軸受剛性 $K_a$ を求める。

$$(22)$$

的には、軸受4に付与された予圧量 $F_a$ は次の(23)式に示す関数により定義されるので、予め接触角 $\alpha$ を与えて上記関数を多項式で近似し、この多項式を用いて求めた軸受剛性 $K_a$ から予圧量 $F_a$ が求められる。

$$(23)$$

【0034】図6は、この周波数比と接触角の関係をプロットしたものであり、各接触角において予圧(負すきま)を $-3\mu\text{m}$ 、 $-15\mu\text{m}$ 、 $-28\mu\text{m}$ と変化させたものである。図より、この周波数比を用いれば予圧量に関係なく接触角が求められることが分かる。接触角の範囲は、寸法公差などにより接触角が変化しうる間で設定してある。

【0035】ステップ(3): 図7は、軸方向剛性の代表特性と考えられる軸方向固有振動数( $\Omega_a$ )および接触角の代表特性と考えられる周波数比と予圧との関係を求めたものである。予め、軸方向剛性および接触角と予圧の関係を、実験や解析により求めておけば、本方法により $\Omega_a$ 、 $\Omega$ を計測することにより、予圧がかかった組合せ軸受において、予圧を評価することができる。図5のように、軸方向固有振動数(軸方向剛性)がほぼ同じような場合でも、周波数比をもちいることにより、予圧が正しく評価できることがわかる。以上述べたように、ステップ(1)～(3)より $\Omega_a$ 、 $\Omega$ により軸方向剛性、接触角、予圧が評価できる。このように、軸受を加振して得られた固有振動数を計測することにより、予圧が付加された組合せ軸受の接触角および予圧を簡単に評価することができる。

【0036】

【発明の効果】本発明の転がり軸受の評価方法におい

て、転がり軸受の軸方向における固有振動数を計測することに加えて、角度方向の固有振動数、半径方向の固有振動数、またこの二つが連成した固有振動数の内の少なくとも一つを計測するステップと、計測した前記固有振動数の周波数比を求めるステップと、予め求めた周波数比と接触角の関係より、接触角を求めるとともに、前記軸方向の固有振動数より求めた軸方向剛性とから軸受の予圧を求めるステップとからなるので、軸受の予圧を精度よく求めることができる。

【0037】本発明の転がり軸受の評価装置において、転がり軸受の軸方向における固有振動数を計測することに加えて、角度方向の固有振動数、半径方向の固有振動数、またこの二つが連成した固有振動数の内の少なくとも一つを計測する計測手段と、計測した前記固有振動数の周波数比を求める手段と、予め求めた周波数比と接触角の関係より、接触角を求めるとともに、前記軸方向の固有振動数より求めた軸方向剛性とから軸受の予圧を求める手段とからなる、軸受の予圧を精度よく求めることができる。

【図面の簡単な説明】

【図1】 組み合わせ軸受の概略図である。

【図2】 図1の組み合わせ軸受の振動系をモデル化して示す図である。

【図3】 本実施の形態にかかる転がり軸受の評価装置の全体構成を示す概略構成図である。

【図4】 計測された固有振動数での振動モードを示す図である。

【図5】 接触角が変化した場合の剛性と予圧の関係を示す図である。

【図6】 固有振動数比より求めたパラメータと接触角の

関係を示す図である。

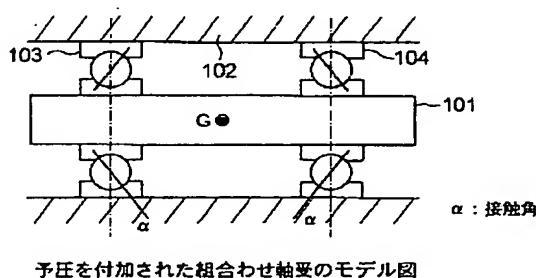
【図7】 予圧、剛性および接触角の関係を示した図である。

【図8】 計測された固有振動数での振動モードを示す図である。

【符号の説明】

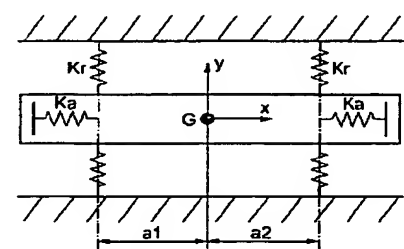
- 1 加振部
- 1 a 発振器
- 1 b 動電型加振機
- 1 c 加振棒
- 1 d 防振台
- 2 振動検出部
- 3 演算処理部
- 3 a 伝達関数演算装置
- 3 b 波形表示装置
- 3 c 剛性変換演算装置
- 3 d 表示装置
- 4 複列軸受
- 21 a, 21 b, 21 c, 21 d 振動検出センサ
- 22 a, 22 b 加算アンプ
- 23 加算器
- 24 a, 24 b, 24 c メインアンプ
- 25 a, 25 b, 25 c ハイパスフィルタ
- 41 ハブシャフト
- 41 a フランジ部
- 42 外輪
- 43, 44 ボール
- 45 内輪部材
- 46 ナット

【図1】



予圧を付加された組合せ軸受のモデル図

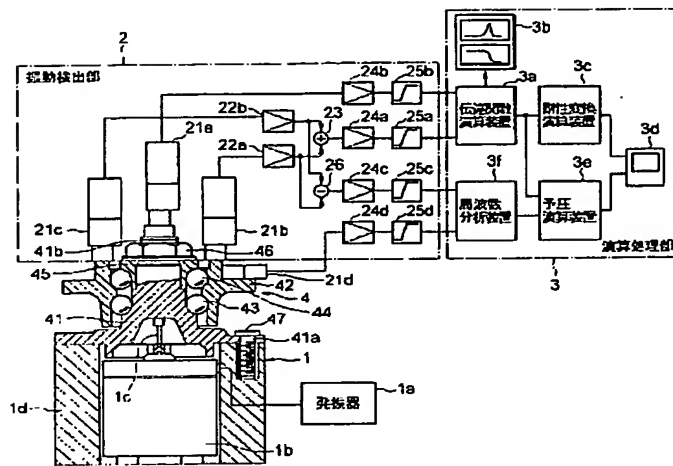
【図2】



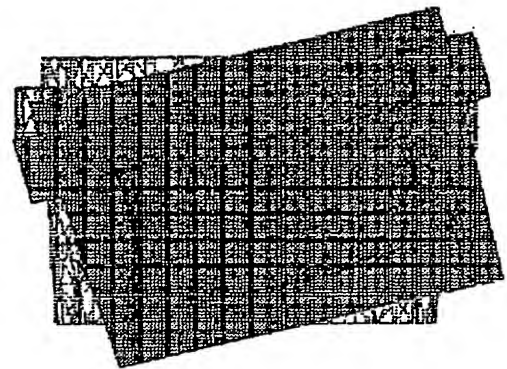
Ka : 軸方向剛性  
Kr : 半径方向剛性  
m : 軸質量  
I : 平面内重心回りのイナーシャ  
G : 重心

振動モデル

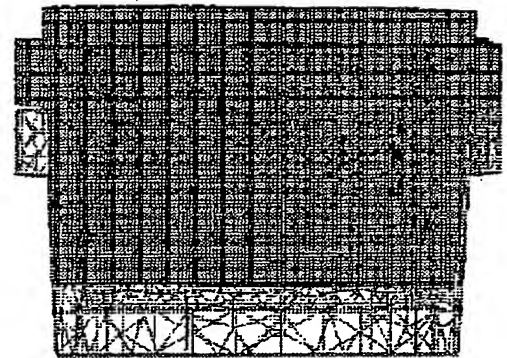
【図3】



【図4】

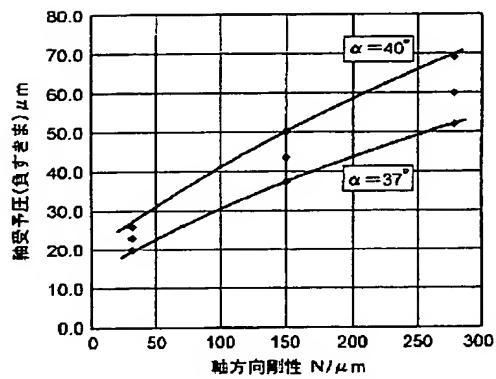


(a) [振動モード1]



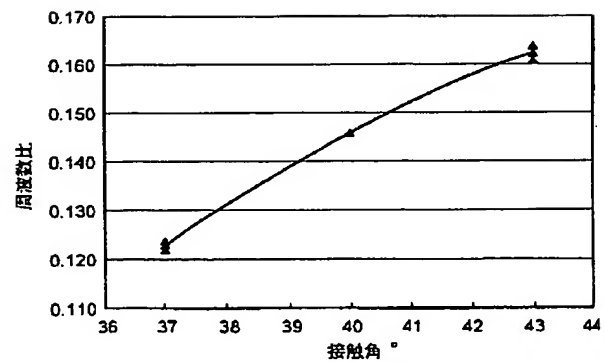
(b) [振動モード2]

【図5】



軸受予圧と軸方向剛性

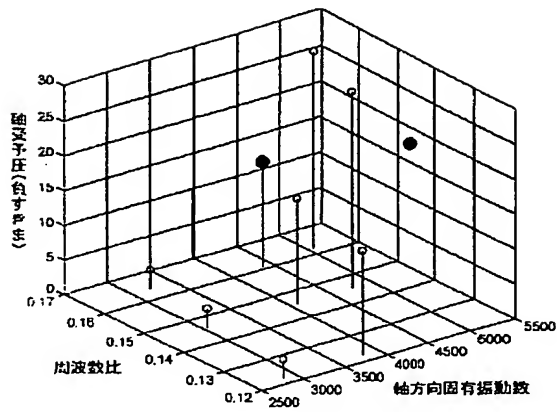
【図6】



接触角と周波数比

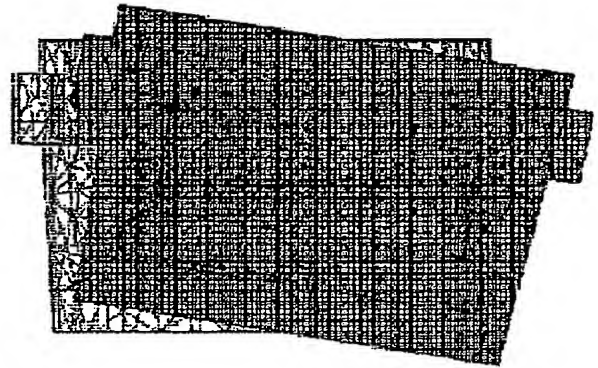


【図7】



予圧、接触角(周波数比)と軸方向剛性(軸方向固有振動数)

【図8】



**This Page is Inserted by IFW Indexing and Scanning  
Operations and is not part of the Official Record**

**BEST AVAILABLE IMAGES**

Defective images within this document are accurate representations of the original documents submitted by the applicant.

Defects in the images include but are not limited to the items checked:

☐ BLACK BORDERS

☒ IMAGE CUT OFF AT TOP, BOTTOM OR SIDES

☐ FADED TEXT OR DRAWING

☐ BLURRED OR ILLEGIBLE TEXT OR DRAWING

☐ SKEWED/SLANTED IMAGES

☐ COLOR OR BLACK AND WHITE PHOTOGRAPHS

☐ GRAY SCALE DOCUMENTS

☐ LINES OR MARKS ON ORIGINAL DOCUMENT

☒ REFERENCE(S) OR EXHIBIT(S) SUBMITTED ARE POOR QUALITY

☐ OTHER: \_\_\_\_\_

**IMAGES ARE BEST AVAILABLE COPY.**

**As rescanning these documents will not correct the image problems checked, please do not report these problems to the IFW Image Problem Mailbox.**